

Gear change mechanism for heavy tractor etc. - has two layshafts, hydraulic torque converter, and friction and dog clutches in parallel mechanical and hydromechanical gear trains**Patent number:** DE3700380**Publication date:** 1987-08-13**Inventor:** SPIEGEL UDO DR ING (DD); HEILEMANN WOLFRAM DIPL ING (DD)**Applicant:** STROEMUNGSMASCH VEB (DD)**Classification:****- International:** B60K17/06; F16H3/10; F16H47/06; F16H61/04;
B60K17/06; F16H3/08; F16H47/00; F16H61/04; (IPC1-7): B60K17/06; B60K41/10; F16H47/06**- european:** B60K17/06; F16H3/10; F16H47/06**Application number:** DE19873700380 19870108**Priority number(s):** DD19860286911 19860210**Also published as:**

JP62194067 (A)



DD245935 (A1)



BE1000017 (A7)

Report a data error here**Abstract of DE3700380**

The gear change mechanism comprises two friction clutches (2,4), an output shaft (8) with gear wheels, one or two layshafts (6) with gear wheels and dog clutches (7). A hydraulic torque converter (3) an overriding clutch (9), and control elements complete the assembly. It comprises a purely mechanical gear train (1,4-8) with one or more gear ratios (I,II), arranged parallel to a hydro-mechanical gear train with one or more gear ratios. A part of the mechanism provides the gear change via the dog clutches, whilst a friction clutch (2) is arranged between the mechanical train and the input shaft (1) on one or the other side of the converter. The torque converter pref. has a turbine runner wheel (T) coupled to output part by the overriding clutch. ADVANTAGE - Min power loss and wear of the gear shift elements, while permitting gear changing under load.

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

THIS PAGE LEFT BLANK

(19) BUNDESREPUBLIK

DEUTSCHLAND



DEUTSCHES

PATENTAMT

(12) Offenlegungsschrift

(11) DE 37 00 380 A1

(51) Int. Cl. 4:

B 60 K 17/06

F 16 H 47/06

B 60 K 41/10

(21) Aktenzeichen: P 37 00 380.1

(22) Anmeldetag: 8. 1. 87

(23) Offenlegungstag: 13. 8. 87

(30) Unionspriorität: (32) (33) (31)

10.02.86 DD WP F 16 H/286911

(71) Anmelder:

VEB Strömungsmaschinen, DDR 8300 Pirna, DD

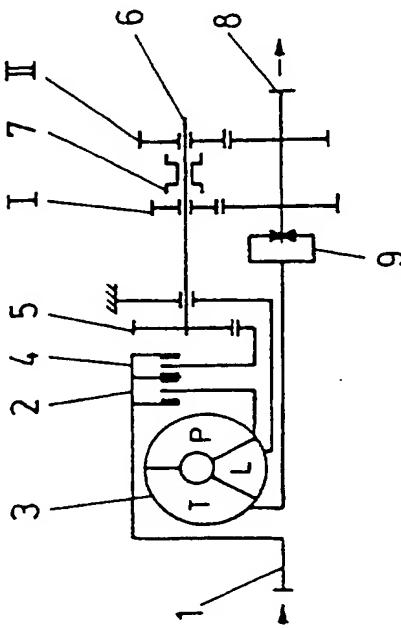
(72) Erfinder:

Spiegel, Udo, Dr.-Ing., DDR 8019 Dresden, DD;
Heilemann, Wolfram, Dipl.-Ing., DDR 8212 Freital,
DD

Bibliotheek
Bur. Ind. Eigendom
U 9 SEP. 1987

(54) Lastschaltgetriebe

Die Erfindung betrifft Getriebe für durch Verbrennungsmotoren angetriebene Fahrzeuge, deren Einsatzbedingungen den Übergang von einem Getriebegang in den anderen ohne Zugkraftunterbrechung erfordern. Das Ziel der Erfindung ist die Verbesserung von Lastschaltgetrieben durch die Verminderung der Leistungsverluste sowie des Verschleißes der leistungsübertragenden Schaltelemente, die Gewährleistung geringer abtriebsseitiger Drehmomentenverluste beim Umschalten unabhängig von der Schaltdauer, wobei die genannten Wirkungen mit geringem Automatisierungsaufwand erreicht werden und auch beim nichtautomatischen Gangwechsel im wesentlichen erhalten bleiben. Aufgabe der Erfindung ist die Schaffung eines Lastschaltgetriebes mit einfacherem Aufbau, welches durch eine sinnvolle Kombination von formschlüssigen und kraftschlüssigen Kupplungen das Umschalten der Stufenschaltung ohne Zugkraftunterbrechung ermöglicht. Das Wesen der Erfindung besteht darin, daß in einem durch formschlüssige Kupplungen schaltbaren Stufengetriebe ein rein mechanischer sowie ein hydrodynamisch-mechanischer Leistungsübertragungszweig parallel angeordnet sind, von denen einer bei eingelegten Gängen eingeschaltet ist und der andere während des notwendig lastfreien Betätigens der formschlüssigen Kupplungen die Leistungsübertragung übernimmt.



DE 37 00 380 A1

DE 37 00 380 A1

Patentansprüche

1. Lastschaltgetriebe, bestehend aus zwei kraftschlüssig wirkenden Kupplungen, einer Abtriebswelle mit Zahnrädern, einer oder zwei Vorgelegewellen mit Zahnrädern und formschlüssig wirkenden Kupplungen, einem hydrodynamischen Drehmomentwandler, einer Überholkupplung sowie Steuerelementen, dadurch gekennzeichnet, daß parallel zu einem als rein mechanische Leistungsübertragung ausgebildeten Getriebeteil mit einer oder mehreren Gangstufen (I bis IV) ein anderer als hydrodynamisch-mechanische Leistungsübertragung ausgebildeter Getriebeteil mit einer oder mehreren Gangstufen (I' bis IV') und vorgeschaltetem hydrodynamischen Drehmomentwandler (3) angeordnet ist, ein Getriebeteil als Wechselgetriebe mit formschlüssig wirkenden Kupplungen (7; 10; 15) oder feste Gangstufung ausgebildet ist und zwischen dem rein mechanischen Getriebeteil und der Antriebswelle (1) sowie vor oder nach dem hydrodynamischen Drehmomentwandler (3) sowohl alternativ als auch gemeinsam einschaltbare kraftschlüssig wirkende Kupplungen (2; 14; 16) angeordnet sind.

2. Lastschaltgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Turbinenrad (7) des hydrodynamischen Drehmomentwandlers (3) durch eine Überholkupplung (9) mit der Abtriebsseite des Getriebes verbunden ist, wobei die Überholkupplung (9) so angeordnet ist, daß eine Drehmomentübertragung nur vom Turbinenrad (7) zur Abtriebsseite möglich ist.

3. Lastschaltgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der hydrodynamische Drehmomentwandler (3) durch die Zahnräder der Abtriebswelle (8) des Getriebes und/oder eine Anpassungsübersetzung (12) im Drehzahlverhältnis seines Turbinenrades (7) zu seinem Pumpenrad (P) derart abgestimmt ist, daß er bei eingeschalteten benachbarten Gangstufen im Bereich hohen Wirkungsgrades betrieben wird.

4. Lastschaltgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Leistungsaufnahme des hydrodynamischen Drehmomentwandlers (3) zur Entlastung der zwischen Motor und mechanischem Getriebeteil angeordneten kraftschlüssig schaltbaren Kupplung (4) die Leistung des Motors für den Fahrzeugantrieb bei Motor-Nenndrehzahl übersteigt.

5. Lastschaltgetriebe nach Anspruch 1 und 3, dadurch gekennzeichnet, daß zur Anpassung der Drehzahl des Turbinenrades (7) des hydrodynamischen Drehmomentwandlers (3) an die Drehzahl der Abtriebswelle (8) bei Getrieben mit mehr als zwei Gangstufen zwischen dem Turbinenrad (7) des hydrodynamischen Drehmomentwandlers (3) und der Abtriebswelle (8) Zahntriebe (I' bis IV') unterschiedlicher Übersetzung vorgesehen sind, die mittels formschlüssig wirkender Kupplungen (13 bis 15) lastfrei alternativ in den Leistungsfluß einschaltbar sind.

6. Lastschaltgetriebe nach Anspruch 1, 3 und 5, dadurch gekennzeichnet, daß die formschlüssig wirkenden Kupplungen (2; 4; 16) des mechanischen Getriebeteils als auch des Getriebeteils mit vorge-

schaltetem hydrodynamischen Drehmomentwandler (3) mit Synchronisiereinrichtungen ausgestattet sind.

7. Lastschaltgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß seine Betätigungsseinrichtungen bzw. Steuereinrichtungen so aufgebaut sind, daß nur jeweils eine der Kupplungen des Getriebes betätigt wird.

8. Lastschaltgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die kraftschlüssig wirkende Kupplung (4) des mechanischen Getriebeteils als überwiegend geschlossene (beim Schaltvorgang öffnende) und die kraftschlüssig wirkende Kupplung (2; 16) des Getriebeteils mit vorgeschaltetem hydrodynamischen Drehmomentwandler (3) als überwiegend offene (beim Schaltvorgang schließende) Kupplung ausgebildet ist.

9. Lastschaltgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die kraftschlüssig wirkende Kupplung (4) des mechanischen Getriebeteils als überwiegend geöffnete (beim Schaltvorgang schließende) und die kraftschlüssig wirkende Kupplung (2; 16) des Getriebeteils mit vorgeschaltetem hydrodynamischen Drehmomentwandler (3) als überwiegend geschlossene (beim Gangwechsel öffnende) Kupplung ausgebildet ist.

10. Lastschaltgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß im Leistungszweig mit hydrodynamischem Drehmomentwandler (3) zwischen der Antriebswelle (1) und dem Pumpenrad des Drehmomentwandlers (3) eine Zahnradübersetzung angeordnet werden kann.

11. Lastschaltgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß eine oder mehrere Gangstufen für die mechanische Kraftübertragung und eine oder mehrere Gangstufen für die hydrodynamisch-mechanische Kraftübertragung bei eingelegten Gängen vorgesehen sind.

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf Getriebe für durch Verbrennungsmotoren angetriebene Fahrzeuge, deren Einsatzbedingungen den Übergang von einem Getriebe begann in den anderen ohne Zugkraftunterbrechung erfordern. Dies sind insbesondere Getriebe für Fahrzeuge, die große Zugkräfte bei relativ geringer kinetischer Energie aufbringen, z. B. schwere Zugmaschinen, Erdbewegungsgeräte, Muldenkipper, Motorgrader, Lader und andere Fahrzeuge, die große Steigungen überwinden müssen bzw. sich in unbefestigtem Gelände bewegen.

In Baumaschinen, wie Lader, Grader, Skraper, in Schwerlastfahrzeugen, Autodrehkränen, Gabelstaplern, geländegängigen Fahrzeugen sowie Autobussen werden Lastschaltgetriebe verschiedenster Ausführung verwendet.

So kommen solche Getriebe zum Einsatz, bei denen ein hydrodynamischer Drehmomentwandler, meist als Trilok-Wandler ausgeführt, mit nachgeordneten kraftschlüssig geschalteten Stufengetrieben verbunden ist. Diese vom Turbinenmoment des Drehmomentwandlers und insbesondere in den weiteren Untersetzungsstufen hoch belasteten Kupplungen bauen entsprechend groß. Auch ist beim Umschalten die Reibarbeit groß. Bei diesen Getrieben entstehen neben den unvermeidlichen Leistungsverlusten im Drehmomentwandler zusätzliche Verluste durch das Schleppmoment der geöffneten.

nicht im Kraftfluß liegenden Kupplungen.

Zur Erhöhung der Kraftstoffökonomie ist es üblich, die hydrodynamischen Wandler mit einer Durchkupplung im oberen Drehzahlbereich der Gangstufen zu überbrücken bzw. den Wandler nur im 1. bzw. 1. und 2. Gang als Anfahrhilfe zu verwenden und in den höheren Gängen durch Überbrückung auszuschalten. Diese Maßnahmen sind von durch Lamellenkupplungen geschalteten Getrieben bekannt (DE-PS 11 31 107).

Bei anderen bekannten Getrieben [ATZ 71 (1969) 1] werden ergänzend dazu auch die Schleppmomente vermieden, indem die Gänge durch Klauenkupplungen geschaltet werden. Dazu ist es jedoch erforderlich, zwischen dem Wandler und dem Stufengetriebe eine Trennkupplung anzurufen mit dem Nachteil der vollständigen Zugkraftunterbrechung beim Gangwechsel.

Bei Lastschaltgetrieben mit hydrodynamischen Drehmomentwandlern mit innerer Leistungsverzweigung (DE-OS 18 13 814) ist die Anzahl der Schaltstufen im Lastschaltgetriebe reduziert. Die genannten Drehmomentwandler und auch die erforderlichen Planetengetriebe sind relativ teuer. Die Wandlerverluste sind in einem beträchtlichen Abtriebsdrehzahlbereich vorhanden.

Des weiteren sind Lastschaltgetriebe ohne hydrodynamischen Drehmomentwandler bekannt, bei denen zwei parallel angeschlossene kraftschlüssige Kupplungen in Reihe mit formschlüssigen Stufenschaltkupplungen angeordnet sind, wobei diese im jeweils nicht im Kraftfluß liegenden Antriebsstrang leistungslos umschaltbar sind (VDI-Bericht Nr. 466, 1983). Die kraftschlüssigen Kupplungen dieser Getriebe sind zwar am Getriebeeingang angeordnet, jedoch müssen sie oder zumindest eine von ihnen bezüglich der mechanischen und thermischen Belastungen für den besonders schwierigen Anfahrvorgang ausgelegt sein.

Allen genannten Getriebetypen haftet der Nachteil an, daß zum Umschalten der Gänge jeweils eine oder mehrere kraftschlüssige Kupplungen zu öffnen und eine oder mehrere kraftschlüssige Kupplungen zu schließen sind, wobei das Zusammenwirken zeitgenau koordiniert werden muß. Soll der Zugkraftverlust beim Umschalten minimiert werden, machen sich aufwendige automatische Schaltungen erforderlich, insbesondere bei dem erstgenannten sowie dem mechanischen Lastschaltgetriebe.

Das Ziel der Erfindung ist die Verbesserung von Lastschaltgetrieben durch die Verminderung der Leistungsverluste sowie des Verschleißes der leistungsübertragenden Schaltelemente, die Gewährleistung geringer abtriebsseitiger Drehmomentenverluste beim Umschalten unabhängig von der Schaltdauer, wobei die genannten Wirkungen mit geringem Automatisierungsaufwand erreicht werden und auch beim nichtautomatischen Gangwechsel im wesentlichen erhalten bleiben.

Aufgabe der Erfindung ist die Schaffung eines Lastschaltgetriebes mit einfacherem Aufbau, welches durch eine sinnvolle Kombination von formschlüssigen und kraftschlüssigen Kupplungen das Umschalten der Stufenschaltung ohne Zugkraftunterbrechung ermöglicht.

Das Wesen der Erfindung besteht darin, daß in einem durch formschlüssige Kupplungen schaltbaren Stufengetriebe ein rein mechanischer sowie ein hydrodynamisch-mechanischer Leistungsübertragungszweig parallel angeordnet sind, von denen einer bei eingelegten Gängen eingeschaltet ist und der andere während des notwendig lastfreien Betätigens der formschlüssigen Kupplungen die Leistungsübertragung übernimmt.

Erfundungsgemäß ist der hydrodynamische Drehmomentwandler (im weiteren Text "Wandler" genannt) zu jeweils zwei benachbarten Gangstufen durch eine primärseitige kraftschlüssig wirkende Kupplung und eine sekundärseitige Überholkupplung oder nur eine sekundärseitig angeordnete kraftschlüssig wirkende Kupplung in Parallelschaltung angeordnet.

Der Betrieb des Wandlers mit hohem Wirkungsgrad wird erfundungsgemäß durch eine jeweils zwei benachbarten Gangstufen zugeordnete Anpassung der Wandleriturbinen an das mechanische Getriebe mittels Zahnräder erreicht, die bei mehr als einer Gangstufung (d. h. mehr als zwei Gängen) lastfrei schaltbar sind.

Beim erfundungsgemäßen Getriebe mit mechanischer Leistungsübertragung bei eingelegten Gangstufen vollzieht sich der Umschaltvorgang in drei aufeinanderfolgenden Phasen:

1. Phase: Zum mechanischen unteren Gang wird der Wandler parallel zugeschaltet. Er übernimmt dabei vollends oder teilweise die Leistungsübertragung.

2. Phase: Der mechanische Getriebeteil wird vom Motor abgekuppelt. Der Wandler übernimmt allein die Leistungsübertragung. Im unbelasteten mechanischen Teil wird der nächsthöhere Gang durch Betätigen formschlüssiger Kupplungen, z. B. Klauenkupplungen, in üblicher Weise eingelegt.

3. Phase: Zum Wandler wird der mechanische höhere Gang parallel zugeschaltet. Der Umschaltvorgang ist durch das Abkuppeln des Wandlers vom Motor unmittelbar nach Abschluß der 3. Phase beendet.

Für das Rückschalten gilt sinngemäß das gleiche.

Jede Phase kann außer dem schnellen Zuschalten der Lamellenkupplungen längere Zeit aufrecht erhalten werden. Das kleinste Drehmoment tritt am Getriebeabtrieb in der 3. Phase auf und liegt ca. 10% unter dem Drehmoment nach Abschluß des Umschaltvorganges.

Generell tritt beim Hochschalten ein stufenweises definiertes Absenken des Drehmomentes mit weichen Übergängen vom höheren Drehmoment des unteren Ganges zum niedrigeren Drehmoment des höheren Ganges ein. Durch eine entsprechend abgestimmte Wandler-Aufnahmleistung kann auch ein stufenweises Absenken der Motordrehzahl (und somit keine plötzliche Verzögerung beim Zuschalten des mechanischen Teiles im höheren Gang) erreicht werden.

Beim erfundungsgemäßen Getriebe mit hydrodynamisch-mechanischer Leistungsübertragung bei eingelegten Gängen vollzieht sich der Umschaltvorgang ebenfalls in drei aufeinanderfolgenden Phasen:

1. Phase: Zum unteren Gang wird bei eingeschaltetem hydrodynamischem Drehmomentwandler die mechanische Leistungsübertragung parallel zugeschaltet.

Bei zweckmäßiger kinematischer Auslegung der entsprechenden Zahnrädpaares und richtiger Wahl des Schaltpunktes erfolgt das Zuschalten lastfrei.

2. Phase: Der Drehmomentwandler wird abgekuppelt und damit die hydrodynamische Leistungsübertragung zwischen Motor und Stufenschaltgetriebe unterbrochen. Der mechanische Getriebeteil übernimmt allein die Leistungsübertragung.

Im unbelasteten, dem Wandler nachgeschalteten Wechselgetriebe wird der nächsthöhere Gang durch Betätigen formschlüssiger Kupplungen in üblicher Weise eingelegt.

3. Phase: Zur mechanischen Kraftübertragung wird der Drehmomentwandler parallel zugeschaltet. Die Leistungsübertragung übernimmt das über den Wandler angetriebene Wechselgetriebe im höheren Gang.

Der Umschaltvorgang ist durch das Abkuppeln des mechanischen Zweiges vom Motor unmittelbar nach Abschluß der dritten Phase beendet.

Für das Rückschalten gilt sinngemäß das gleiche.

Auch bei dieser erfundungsgemäßen Getriebeausführung kann jede Phase außer dem schnellen Zuschalten der Lamellenkupplungen längere Zeit aufrecht erhalten werden.

Am Getriebeabtrieb bleibt beim Umschalten das Drehmoment a priori erhalten.

Erfundungsgemäß sind zwei kraftschlüssig wirkende Kupplungen (im weiteren Text "Lamellenkupplungen" genannt) vorhanden: eine für die Verbindung des Wandlers mit dem Motor bzw. mit dem mechanischen Getriebeteil und die andere für die Verbindung des mechanischen Getriebeteils mit dem Motor.

Die Anordnung von 2 Lamellenkupplungen zwischen Motor und Getriebe ist bei rein mechanischen Lastschaltgetrieben bekannt.

Ein Unterschied der Erfahrung zu diesen Getrieben besteht darin, daß nur eine der beiden Lamellenkupplungen die gleiche Aufgabe wie bei den genannten Getrieben hat, nämlich den Motor mit dem mechanischen Getriebeteil zu verbinden. Ihre Schaltzeit ergibt sich wie bei den bekannten Lösungen ausschließlich aus den zulässigen dynamischen Belastungen beim Verzögern des Motors. Dabei tritt beim erfundungsgemäßen Getriebe der Vorteil auf, daß die genannte Kupplung beim Zuschalten durch den Wandler teilweise oder vollkommen entlastet ist, so daß eine verringerte oder überhaupt keine Reibarbeit entsteht.

Die zweite Lamellenkupplung wird ausschließlich durch die Primärseite des Wandlers belastet. Die auftretende maximale Verlustleistung ist auch hier unabhängig von der Gangstufe und beträgt weniger als 20% der Nennleistung. Auch diese Kupplung kann schnell zugeschaltet werden, so daß minimale Reibarbeit entsteht.

Die Anordnung von je einer Lamellenkupplung zwischen Motor und mechanischem Getriebe sowie zwischen Wanderausgang (Sekundärseite) und synchronisiertem Wechselgetriebe ist bekannt. Der Unterschied der Erfahrung zu diesen Getrieben besteht darin, daß beide Lamellenkupplungen bezüglich des mechanischen Getriebeteils nicht in Reihe, sondern parallel geschaltet sind.

Neben der verminderten Belastung der beiden Lamellenkupplungen folgt aus ihrer erfundungsgemäßen Anordnung ein weiterer Vorteil: die Lamellenkupplungen werden niemals gleichzeitig betätigt, so daß eine zeitgenaue Abstimmung ihres Drehmomentenanstieges bzw. -abfalls nicht erforderlich ist.

Der Wandler des erfundungsgemäßen Getriebes mit überwiegend mechanischer Kraftübertragung wird neben seiner Eigenschaft als Überbrückungswandler vorteilhafterweise — und wie an sich bekannt — auch als Anfahrwandler benutzt, so daß keine der Lamellenkupplungen als Rutschkupplung im besonders belasteten Anfahrbereich eingesetzt wird.

Die Erfahrung soll nachstehend an einem Ausführungsbeispiel näher erläutert werden. In der zugehörigen Zeichnung zeigen:

Fig. 1: das Schema eines Zwei-Gang-Getriebes,

Fig. 2a und 2b: den Drehmomentverlauf an der Getriebe-Antriebsseite bzw. -Abtriebssseite beim Gangwechsel.

Fig. 3: das Schema eines Vier-Gang-Getriebes mit drei lastschaltbaren Gängen.

Fig. 4: das Schema eines Fünf-Gang-Getriebes mit

primärseitiger Wandlerkupplung und Lastschaltfähigkeit bei allen Gangwechseln.

Fig. 5: das Schema eines Fünf-Gang-Getriebes mit sekundärseitiger Wandlerkupplung und Lastschaltfähigkeit bei allen Gangwechssl.

In Fig. 1 ist ein Lastschaltgetriebe mit folgendem Aufbau dargestellt: Eine Antriebswelle 1 ist über eine Lamellenkupplung 2 mit einem Wandler 3 und über eine Lamellenkupplung 4 mit einem Stufengetriebe über ein Zahnradpaar 5 verbindbar. Das Stufengetriebe besteht aus Zahnradpaaren I und II auf einer Vorgelegewelle 6, die mit dieser alternativ mittels einer Klauenkupplung 7 verbunden werden können. Die Abtriebszahnräder sitzen fest auf einer Abtriebswelle 8. Das Turbinenrad 7 des Wandlers 3 ist durch eine Überholkupplung 9 mit der Abtriebswelle 8 verbunden.

Die Kinematik des Rückwärtsganges bzw. der Rückwärtsgänge soll in üblicher Weise gestaltet sein und ist nicht dargestellt.

Die Wirkungsweise soll zunächst am Beispiel des Zwei-Gang-Getriebes (die Anfahrphase wird bei diesem Beispiel nicht als gesonderter Gang angesehen) nach Fig. 1 erläutert werden. Beim Motorstart ist die Lamellenkupplung 2 geöffnet. Die Lamellenkupplung 4 kann geschlossen oder geöffnet sein. Durch eine nicht dargestellte Füllpumpe, die zweckmäßigweise auch das Drucköl zur Bestätigung der Lamellenkupplungen 2; 4 bereitstellt, wird der Wandler 3 gefüllt.

Die Klauenkupplung 7 befindet sich in der neutralen Mittelstellung. Es findet keine Kraftübertragung statt. Zum Anfahren wird die Lamellenkupplung 2 schnell geschlossen und die Lamellenkupplung 4 geöffnet. Der Wandler 3 überträgt die Leistung über die Überholkupplung 9 auf die Abtriebswelle 8. Das erforderliche Anfahr-Drehmoment und dementsprechend die Anfahr-Zugkraft wird über die Motordrehzahl dosiert. Nach dem Öffnen der Lamellenkupplung 4 wird im Stand oder während des Anfahrens die Klauenkupplung 7 in die Stellung des 1. Ganges eingerückt. Zum Abschluß der Anfahrphase wird zunächst die Lamellenkupplung 4 geschlossen. Damit wird über das Zahnradpaar 5, die Vorgelegewelle 6, das Zahnradpaar I die rein mechanische Kraftübertragung zur Abtriebswelle 8 hergestellt. Der Leistungsanteil über diesem Zweig nimmt in dem Maße zu, wie er über den Wandler 3 abnimmt.

Beim Zuschalten der Lamellenkupplung 4 wird die Motordrehzahl entsprechend der Übersetzung der Gangstufe I vermindert. Dementsprechend nimmt auch die Leistungsaufnahme und -übertragung des Wandlers 3 ab. Nach dem Zuschalten der Lamellenkupplung 4 wird die Lamellenkupplung 2 geöffnet. Der Schaltpunkt des Überganges vom reinen Wandlerbetrieb in die ausschließlich mechanische Kraftübertragung kann durch den Fahrer oder ein nicht dargestelltes automatisches Steuersystem erfolgen. Das Umschalten sollte bei derjenigen Abtriebsdrehzahl ausgelöst werden, bei der das Abtriebsmoment bei Wandler-Leistungsübertragung gleich dem Abtriebsmoment bei mechanischer Leistungsübertragung ist. Die weitere Beschleunigung erfolgt im 1. Gang bis zur Höchstdrehzahl dieses Ganges.

Die Vorgänge beim Umschalten von einem niederen in einen höheren Gang zeigen Fig. 2a und 2b. Die Indizes für das Drehmoment M und die Drehzahl n entsprechen den Nummern der zugeordneten Bauteilelemente in Fig. 1. Das höhere Motor-Drehmoment unmittelbar nach dem Umschalten ist durch die Elastizität des Motors bedingt.

Zum Umschalten in den 2. Gang wird die Lamellenkupplung 2 zugeschaltet. Der Wandler 3 übernimmt bei noch geschlossener Lamellenkupplung 4 vollends die Leistungsübertragung mit hohem Wirkungsgrad (in der Regel über 80%). Dies wird durch eine geeignete Wahl der Übersetzungen der Zahnradpaare 5 und 1 erreicht. Bei geschlossener Lamellenkupplung 4 ist die Motordrehzahl noch unverändert. Nun wird die Lamellenkupplung 4 geöffnet. Je nach Wandlerleistungsaufnahme bleibt die Motordrehzahl unverändert oder sinkt um einen definierten Betrag ab. Bei geöffneter Lamellenkupplung 4 wird mit der Klauenkupplung 7 der Gang II eingelegt und anschließend die Lamellenkupplung 4 wieder geschlossen. Dabei sinkt die Motordrehzahl entsprechend der Übersetzung der Gangstufe II ab. Dem entsprechend nimmt die Leistungsübertragung über dem Wandler 3 ab. Die Lamellenkupplung 4 wird beim Zuschalten durch den Wandler 3 entlastet. Nachdem die Motordrehzahl abgesunken ist, wird die Lamellenkupplung 2 geöffnet, so daß die Leistungsübertragung wieder ausschließlich auf mechanischem Weg erfolgt. In diesem Betriebszustand ist das Turbinenrad 7 des Wandlers 3 durch die Überholkupplung 9 von der Abtriebswelle 8 getrennt.

Der Rückschaltvorgang geht analog vonstatten.

In Fig. 3 ist ein Lastschaltgetriebe dargestellt, das außer den in Fig. 1 beschriebenen Elementen die Zahnradpaare III und IV, eine diesen zugeordnete Klauenkupplung 10, eine zweite Vorgelegewelle 11 mit einer Anpassungsübersetzung 12 und einer Klauenkupplung 13 enthält. Das Getriebe ist in seinem mechanischen Leistungszweig wie ein übliches Vier-Gang-Getriebe aufgebaut. Es weist jedoch durch die Wandlerwirkung im Anfahrbereich die Zugkrafteigenschaften eines Fünf-Gang-Getriebes auf. Der Anfahrvorgang sowie die mechanischen Gänge I bis III sind im Sinne der Erfindung wie oben beschrieben lastschaltbar. Der Übergang vom Gang III in den Gang IV (Schnellgang) wird mit dem Vorteil eines einfachen Aufbaues ohne Nutzung des Wandlers 3 gestaltet. In diesem Bereich ist die Dynamik des Gangwechsels günstiger als in den unteren Gängen, so daß bei bestimmten Anwendungsfällen eine einfache Umschaltung möglich ist.

Bei Lastschaltgetrieben mit mehr als zwei Gängen muß die sekundärseitige Anpassung des Wandlers 3 an jeweils zwei benachbarte Gänge durch gesonderte Übersetzungen erfolgen. In der Ausführung gemäß Fig. 3 ist dies durch die Anordnung einer zweiten Vorgelegewelle 11 vorgesehen, deren Zahnräder mit den Zahnradern der Gänge II und III der Abtriebswelle 8 in Eingriff sind und die mittels der Anpassungsübersetzung 12 mit dem Turbinenrad 7 des Wandlers 3 verbunden ist.

Das Umschalten geht wie oben beschrieben vonstatten. Als zusätzliche Schaltfunktion ist vor dem Schließen der Lamellenkupplung 2 mit der Klauenkupplung 13 die dem beabsichtigten Gangwechsel zugeordnete Wandler-Übersetzung zur Abtriebswelle 8 einzulegen. Die Übersetzung des eingeschalteten Zahntriebes II' entspricht dem Umschalten von der Anfahrtstufe in den 1. mechanischen Gang sowie vom 1. in den 2. mechanischen Gang und zurück. Die Übersetzung des eingeschalteten Zahntriebes III' entspricht dem Umschalten vom 2. in den 3. mechanischen Gang und zurück.

Fig. 4 zeigt in weiterer Ausgestaltung der Erfindung ein Fünf-Gang-Lastschaltgetriebe mit verstärkter Anfahrwirkung des Wandlers (und somit verminderter Kraftstoffverbrauch in diesem Bereich) sowie Last-

schaltfähigkeit bei allen Gangwechseln. Es unterscheidet sich von der Ausführung gemäß Fig. 3 dadurch, daß die zweite Vorgelegewelle 11 zusätzlich Zahnräder für die Ankupplung an die Zahnräder des I. und IV. Ganges der Abtriebswelle 8 sowie anstelle der Klauenkupplung 13 Klauenkupplungen 14 und 15 enthält. Die Klauenkupplung 14 wird, wie bereits bei Fig. 3 beschrieben, zum Umschalten in den 2. mechanischen Gang in den Zahntrieb II' singerückt. In den Zahntrieb I' wird die Klauenkupplung 14 nur im Anfahrbereich bei hydrodynamischer Leistungsübertragung eingerückt (vor dem Schließen der Lamellenkupplung 2). Dadurch wird in diesem Bereich im Unterschied zur Ausführung gemäß Fig. 3 die stärkere Untersetzung des 1. Ganges genutzt und ein ausgeprägter Anfahr-Wandlergang realisiert, während in der Ausführung gemäß Fig. 3 die für das Umschalten günstige Untersetzung des 2. Ganges genutzt wird (wobei auch schon im Vergleich zur rein mechanischen Leistungsübertragung ein Drehmomentzuwachs in der Größenordnung eines Stufensprunges erreicht wird). Die Klauenkupplung 15 wird vor dem Umschalten von Gang II zu Gang III in den Zahntrieb III' und vor dem Umschalten von Gang III in Gang IV in den Zahntrieb IV' singerückt.

Fig. 5 zeigt eine weitere Ausführung des Erfindungsgedankens, ebenfalls dargestellt am Beispiel eines Fünf-Gang-Getriebes.

Bei dieser Ausführung ist das Pumpenrad P des Wandlers 3 in Betrieb nicht lösbar mit der Abtriebswelle 1 verbunden. Das Turbinenrad 7 ist an den Eingang des mechanischen Getriebeteils durch eine Lamellenkupplung 16 ankoppelbar. Das Leitrad L stützt sich in bekannter Weise über einen Freilauf 17 am Getriebegehäuse ab. Im Unterschied zu den Ausführungen nach Fig. 1, 3 und 4 wird bei der Ausführung nach Fig. 5 der Wandler 3 während des Anfahrens und Umschaltens der Gänge durch die sekundärseitig angeordnete Lamellenkupplung 16 zu- bzw. abgeschaltet. Der Funktionsablauf ist der gleiche wie oben beschrieben. Anstelle der Lamellenkupplung 2 in den Fig. 1, 3, 4 wird bei dieser Ausführung die Lamellenkupplung 16 betätigt.

Wenn sich beim Versuch des Hochschaltens herausstellt, daß das Widerstandsmoment in seiner Größe zwischen dem höheren Drehmoment des niederen Ganges und dem durch den Stufensprung bedingten geringeren Drehmoment des höheren Ganges liegt, dann ist ein stabiler Betrieb außer der Rückkehr in den niederen Gang ohne wesentliche Verzögerung auch bei Verbleib in der zweiten Umschaltphase, d. h. bei ausschließlicher Leistungsübertragung über den Wandler 3 bei geschlossener Lamellenkupplung 2 und geöffneter Lamellenkupplung 4, möglich.

Am Beispiel der Fig. 5 soll die zweite grundsätzliche Betriebsweise des erfindungsgemäßen Lastschaltgetriebes gezeigt werden. Dabei ist bei eingelegten Gangstufen der Wandler 3 eingeschaltet. Beim Gangwechsel wird die Leistungsübertragung durch die zeitweilig eingeschaltete mechanische Kraftübertragung aufrechterhalten. Diese Einsatzart ist für besonders schwierige Fahrbedingungen, bei denen die volle Motorleistung über den gesamten Fahrbereich ausgenutzt werden soll und Zugkraftstufen beim Übergang von einem Gang zum nächsten nicht zulässig sind, zweckmäßig. Der Funktionsablauf ist folgender:

Bei laufendem Motor und gefülltem Wandler 3 sind die Klauenkupplungen (7; 10; 14; 15) in neutraler Mittelstellung; die Kupplung 4 ist geöffnet; die Kupplung 16 ist geschlossen oder geöffnet.

Zum Anfahren wird die Kupplung 16 geöffnet, die Klauenkupplung 14 mit dem Zahntrieb I' verbunden und die Lamellenkupplung 16 wieder geschlossen. Die Kraftübertragung erfolgt im ersten Gang über den Wandler 3, die Lamellenkupplung 16, die Anpassungs- 5 übersetzung 12 auf die Vorgelegewelle 11 und von dort über den Zahntrieb I' auf die Abtriebswelle 8. Mit steigender Fahrgeschwindigkeit nimmt das Drehmoment am Abtrieb entsprechend der Wandlerkennlinie ab. Bei Erreichen der Schaltzahl, die dem Momenten- 10 schnittpunkt zweier benachbarter Gänge entspricht, wird bei noch geschlossener Lamellenkupplung 16 die Klauenkupplung 7 mit dem Zahntrieb I verbunden und die Lamellenkupplung 4 geschlossen und damit die rein mechanische Kraftübertragung angekuppelt, 15 die zunächst noch gänzlich unbelastet ist. Beim nachfolgenden Öffnen der Lamellenkupplung 16 wird automatisch die mechanische Kraftübertragung über die Lamellenkupplung 4, das Zahnradpaar 5, die Vorgelegewelle 6, den Zahntrieb I zur Abtriebswelle 8 wirksam. 20 Dabei bleibt das Abtriebsmoment in voller Höhe erhalten. Die unbelastete Klauenkupplung 14 wird aus den Zahntrieb I' in den Zahntrieb II' geschoben und anschließend bei noch geschlossener Lamellenkupplung 4 die Lamellenkupplung 16 wieder geschlossen. Der 25 Wandler 3 übernimmt wieder die Leistungsübertragung. Der Umschaltvorgang ist durch Lösen der Lamellenkupplung 4 abgeschlossen. Das Hochschalten in die nächsten Gangstufen erfolgt analog. Das Rückschalten läuft in umgekehrter Reihenfolge ab. Somit erfolgt über 30 die Zahntriebe I' bis IV' die Kraftübertragung mit vor- geschaltetem Wandler in vier Gängen, bei deren Wechsel über die Gangstufen I bis III die Kraftübertragung zeitweilig rein mechanisch aufrecht erhalten wird. Der 35 fünfte Gang ist ein mechanischer Schnellgang mit überbrücktem Wandler. Die Kraftübertragung erfolgt über die Lamellenkupplung 4, das Zahnradpaar 5, die Vorgelegewelle 6 und die Gangstufe IV auf die Abtriebswelle 8. Auf diese Art wird gewährleistet, daß die Höchstgeschwindigkeit sowohl bei Vollast als auch bei Teillast 40 mit hohem Wirkungsgrad erreicht wird. Beim Übergang vom vierten (Wandler-) Gang in den fünften Gang wird die Lamellenkupplung 4 geschlossen. Die Lamellen- kupplung 16 kann dabei geschlossen bleiben.

45

Bezugszeichenverzeichnis

1 Antriebswelle	
2 Lamellenkupplung	
3 Wandler	50
4 Lamellenkupplung	
5 Zahnradpaar	
6 Vorgelegewelle	
7 Klauenkupplung	
8 Abtriebswelle	
9 Überholkupplung	
10 Klauenkupplung	
11 Vorgelegewelle	
12 Anpassungsübersetzung	
13; 14; 15 Klauenkupplung	60
16 Lamellenkupplung	
17 Freilauf	
I bis IV Gangstufen	
I' bis IV' Zahntriebe	
P Pumpenrad	
T Turbinenrad	
L Leitrad	

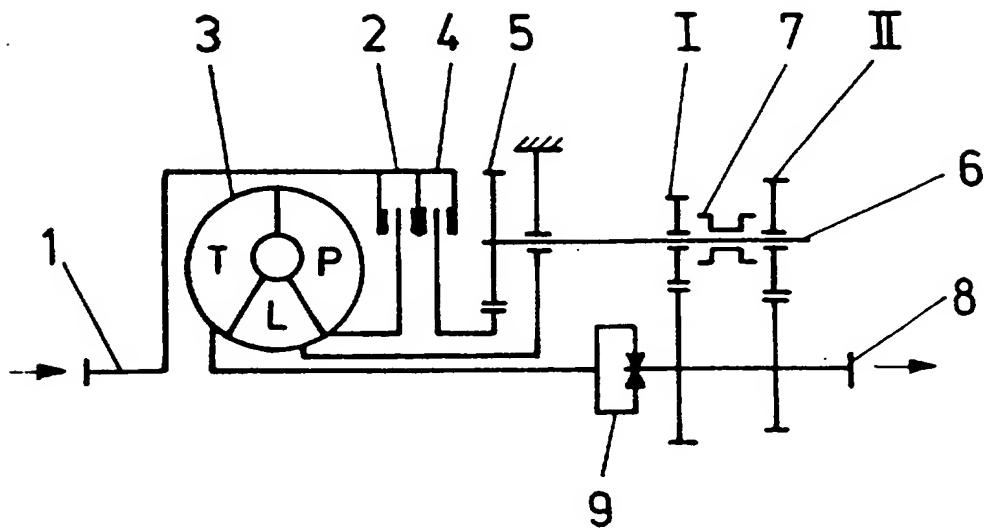


Fig. 1

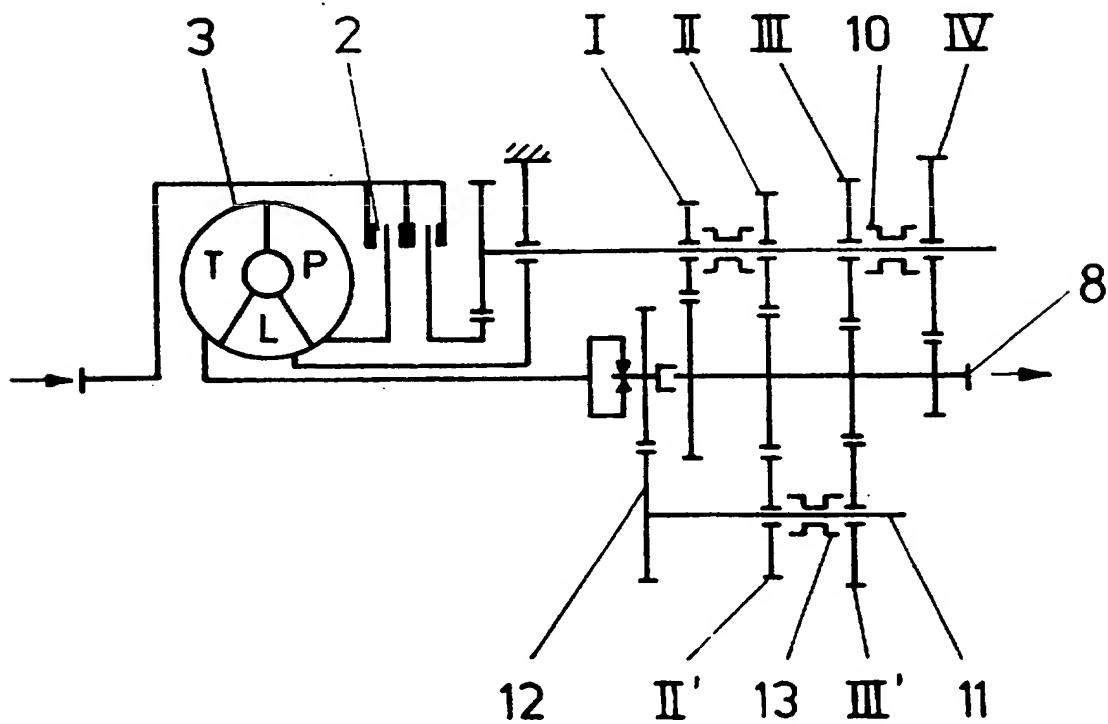


Fig. 3

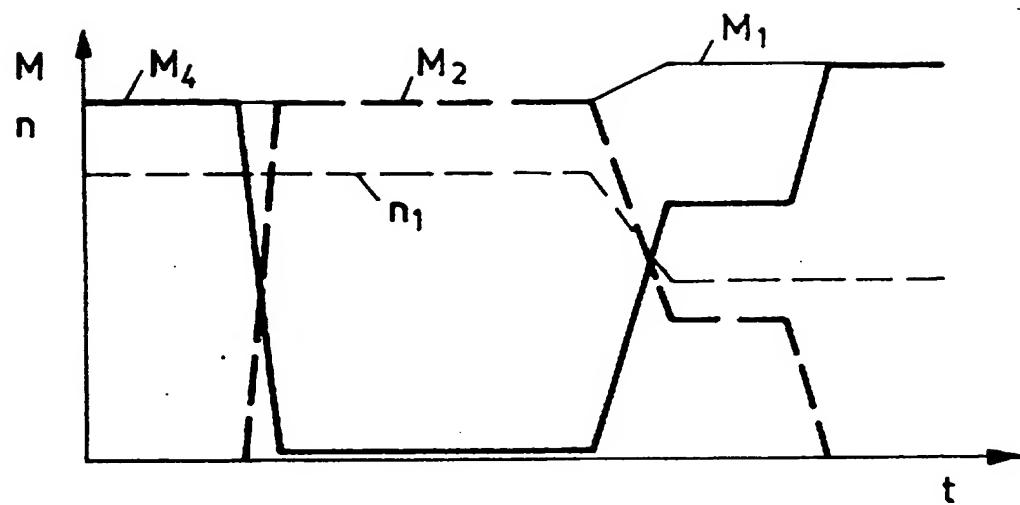


Fig. 2a

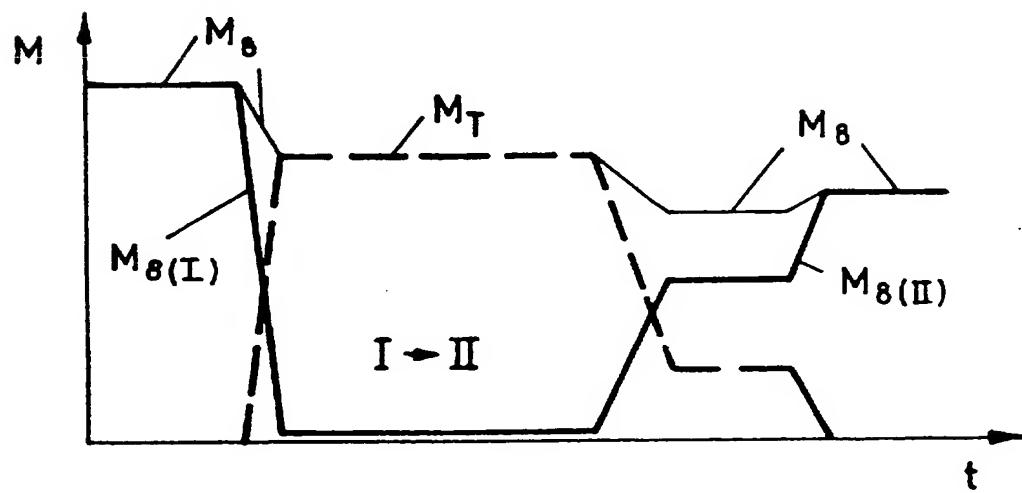


Fig. 2b

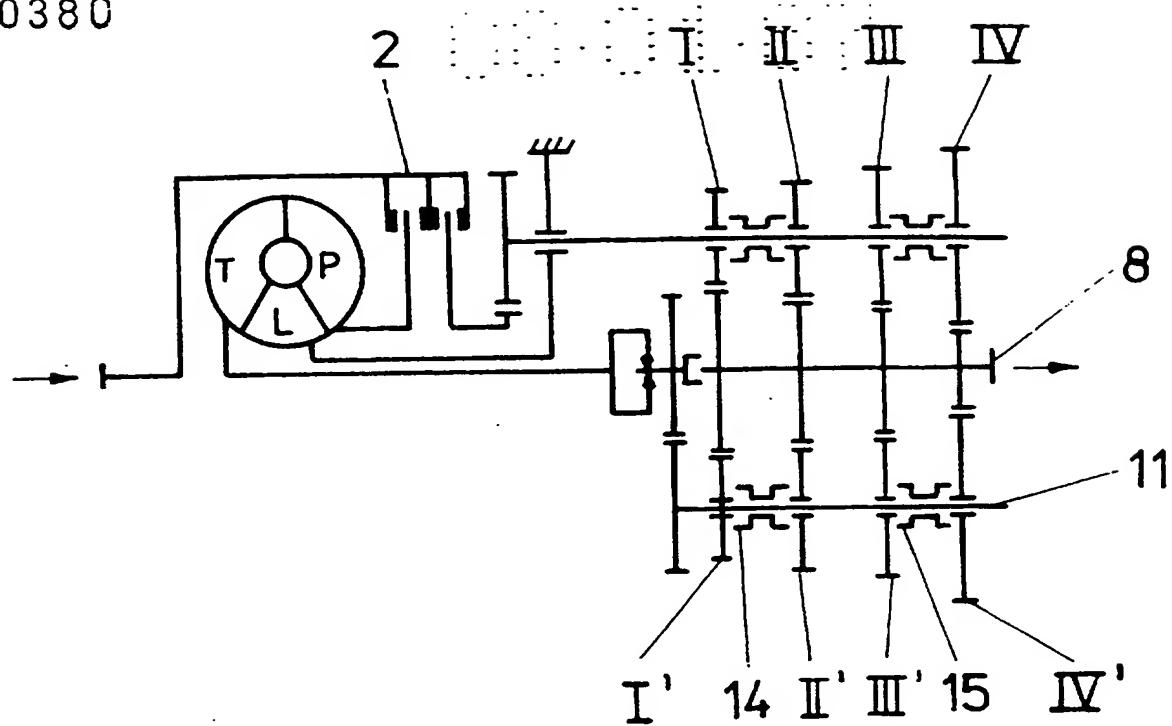


Fig. 4

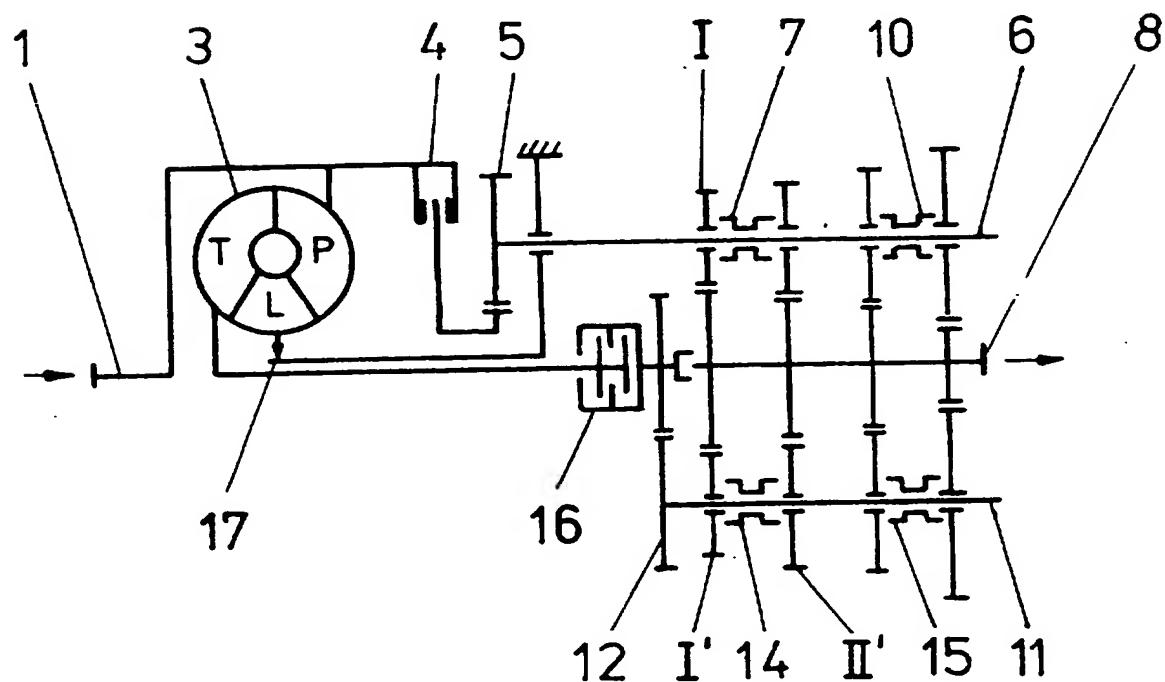


Fig. 5

THIS PAGE LEFT BLANK